



(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2014-0063622
 (43) 공개일자 2014년05월27일

- | | |
|---|---|
| (51) 국제특허분류(Int. Cl.)
F15B 21/14 (2006.01) E02F 9/20 (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01) F04B 49/00 (2006.01)
F04B 49/06 (2006.01) F15B 11/00 (2006.01)
(21) 출원번호 10-2014-7004692
(22) 출원일자(국제) 2012년08월28일
심사청구일자 없음
(85) 번역문제출일자 2014년02월24일
(86) 국제출원번호 PCT/JP2012/071700
(87) 국제공개번호 WO 2013/031768
국제공개일자 2013년03월07일
(30) 우선권주장
JP-P-2011-189966 2011년08월31일 일본(JP) | (71) 출원인
히다찌 겐끼 가부시키키가이샤
일본국 도쿄도 분교구 고라구 2조메 5반 1코
(72) 발명자
모리 가즈시게
일본 3000013 이바라키켄 츠치우라시 간다츠마치
650반지 히다찌 겐끼 가부시키키가이샤 츠치우라 고
오조오 지테크자이산부 내
다카하시 기와무
일본 3000013 이바라키켄 츠치우라시 간다츠마치
650반지 히다찌 겐끼 가부시키키가이샤 츠치우라 고
오조오 지테크자이산부 내
(뒷면에 계속)
(74) 대리인
성재동, 장수길 |
|---|---|

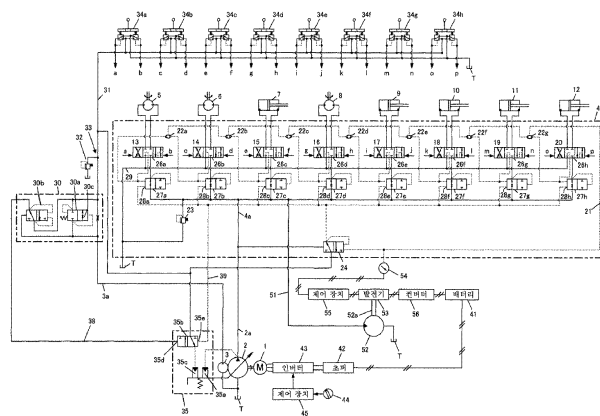
전체 청구항 수 : 총 4 항

(54) 발명의 명칭 **건설 기계의 유압 구동 장치**

(57) 요약

로드 센싱 제어를 행하는 유압 구동 장치에 있어서, 언로드 밸브가 구비되어 있는 경우와 동등한 기능을 하고, 또한 메인 펌프로부터 탱크로 배출되는 압유의 에너지를 회수하고, 메인 펌프에서 발생한 압유의 에너지를 유효하게 이용한다. 메인 펌프(2)로부터의 토출유를 유량 제어 밸브(26a~26h)에 공급하는 제2 압유 공급 유로(4a)와 탱크(T)를 접속하는 제어 유로(51)에 유압 모터(52)를 배치하고, 이 유압 모터(52)의 회전축(52a)에 발전기(53)를 연결하고, 압력 센서(54)에 의해 최고 부하 압력(PLmax)을 검출하고, 제2 제어 장치(55)에 의해 메인 펌프(2)의 토출 압력이 최고 부하압(PLmax)에 미리 정한 값(Pb)을 가산한 목표 제어 압력(Pun)보다도 높아지면 유압 모터(52)가 회전하도록 발전기(53)를 발전 제어한다. 발전기(53)에서 발생한 교류 전력은 배터리(41)에 축적된다.

대표도



(72) 발명자

다케바야시 요시후미

일본 3000013 이바라키켄 츠치우라시 간다즈마치
650반지 히다찌 겐끼 가부시키키가이샤 츠치우라 고
오쥬오 지테크자이산부 내

나카무라 나츠키

일본 3000013 이바라키켄 츠치우라시 간다즈마치
650반지 히다찌 겐끼 가부시키키가이샤 츠치우라 고
오쥬오 지테크자이산부 내

특허청구의 범위

청구항 1

원동기(1)와, 이 원동기에 의해 구동되는 가변 용량형의 메인 펌프(2)와, 이 메인 펌프로부터 토출된 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터(5~12)와, 상기 메인 펌프로부터 상기 복수의 액추에이터에 공급되는 압유의 흐름을 각각 제어하는 복수의 유량 제어 밸브(26a~26h)와, 상기 메인 펌프의 토출압이 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압(PLmax)보다 목표 차압(Pa)만큼 높아지도록 상기 메인 펌프의 토출 유량을 로드 센싱 제어하는 펌프 제어 장치(35)를 구비한 건설 기계의 유압 구동 장치에 있어서,

상기 메인 펌프로부터 상기 복수의 유량 제어 밸브에 압유를 공급하는 압유 공급 유로(2a, 4a)와 탱크(T)를 접속하는 제어 유로(51)에 배치되고, 상기 메인 펌프로부터 토출된 압유에 의해 구동 가능한 유압 모터(52)와,

이 유압 모터의 회전축(52a)에 연결된 발전기(53)와,

상기 유압 모터의 회전에 의해 상기 메인 펌프의 토출 압력이 상기 최고 부하압에 미리 정한 값(Pb)을 가산한 목표 제어 압력(Pun)보다도 높아지도록 상기 발전기를 발전 제어하는 제어 장치(55)와,

상기 발전기에서 발생한 전력을 축적하는 축전 장치(41)를 구비하는 것을 특징으로 하는, 건설 기계의 유압 구동 장치.

청구항 2

제1항에 있어서, 상기 최고 부하 압력(PLmax)을 검출하는 압력 센서(54)를 더 구비하고,

상기 제어 장치(55)는, 상기 압력 센서에 의해 검출한 상기 최고 부하압에 상기 미리 정한 값(Pb)을 가산하여 상기 목표 제어 압력(Pun)을 연산하고, 이 목표 제어 압력에 의한 상기 유압 모터(52)의 회전 토크를 극복하는 크기의 상기 발전기(53)의 발전 토크를 계산하고, 이 발전 토크가 얻어지도록 상기 발전기를 발전 제어하는 것을 특징으로 하는, 건설 기계의 유압 구동 장치.

청구항 3

제1항 또는 제2항에 있어서, 상기 원동기(1)의 회전수가 저하됨에 따라 저하되도록 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압(Pa)을 보정하는 보정 장치(30)를 더 구비하고,

상기 제어 장치(35)는, 상기 원동기의 회전수가 저하됨에 따라 감소하도록 상기 미리 정한 값(Pb)을 보정하는 것을 특징으로 하는, 건설 기계의 유압 구동 장치.

청구항 4

제1항 내지 제3항 중 어느 한 항에 있어서, 상기 원동기(1)는 전동기를 포함하고, 상기 축전 장치(41)는 상기 전동기의 전원으로서 기능하는 것을 특징으로 하는, 건설 기계의 유압 구동 장치.

명세서

기술분야

[0001] 본 발명은, 유압 서블 등의 건설 기계의 유압 구동 장치에 관한 것으로, 특히, 유압 펌프의 토출압이 복수의 액추에이터의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 유압 펌프의 토출 유량을 제어하는 유압 구동 장치에 관한 것이다.

배경기술

[0002] 종래의 건설 기계, 예를 들어 유압 셔블의 유압 구동 장치에는, 유압 펌프(메인 펌프)의 토출압이 복수의 액추에이터의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 유압 펌프의 토출 유량을 제어하는 것이 있고, 이 제어는 로드 센싱 제어라고 불리고 있다. 이 로드 센싱 제어를 행하는 유압 구동 장치에서는, 복수의 유량 제어 밸브의 전후 차압을 각각 압력 보상 밸브에 의해 소정 차압으로 유지하고, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 각각의 액추에이터의 부하압의 대소에 상관없이 각 유량 제어 밸브의 개구 면적에 따른 비율로 압

유를 공급할 수 있도록 하고 있다.

[0003] 이러한 로드 센싱 제어를 행하는 유압 구동 장치는, 예를 들어 일본 특허 출원 공개 평10-205501호에 기재되어 있고, 이 종래 기술에 있어서, 메인 펌프의 토출유가 유도되는 압유 공급 유로에는 언로드 밸브가 접속되어 있다. 언로드 밸브는, 주로, 유량 제어 밸브가 동작하고 있지 않은 조건(중립 시)에서 동작하고, 메인 펌프의 압유 공급 유로의 압력(메인 펌프의 토출압)을 메인 릴리프 밸브의 설정압보다 낮은 압력으로 제한하고, 중립 시에 메인 펌프의 토출 유량을 탱크로 복귀시키고 있다. 이 목적을 위해, 언로드 밸브는, 목표 언로드압을 설정하는 스프링을 설치하여 이 스프링을 밸브 폐쇄 방향으로 작용시키고, 메인 펌프의 토출압과 최고 부하압을 각각 유도하여, 메인 펌프의 토출압을 밸브 개방 방향으로, 최고 부하압을 밸브 폐쇄 방향으로 작용시키고 있다. 또한, 유압 구동 장치는, 중립 시에는, 최고 부하압으로서 탱크압(대략 0MPa)을 언로드 밸브로 유도하도록 구성되어 있다. 이에 의해 언로드 밸브는, 중립 시에 메인 펌프의 토출압이 스프링에 의해 설정된 목표 언로드압을 초과하였을 때에 밸브 개방하여 메인 펌프의 토출 유량을 탱크로 복귀시키고, 메인 펌프의 토출압을 목표 언로드압 이하로 유지하도록 제어한다.

[0004] 또한, 언로드 밸브는, 상술한 구성의 특성에 의해, 액추에이터의 구동 시에는, 메인 펌프의 토출압과 최고 부하압의 차압이 언로드 밸브의 스프링에 의해 설정된 목표 언로드압을 초과하였을 때에 메인 펌프의 토출 유량의 일부를 탱크로 복귀시키고, 메인 펌프의 토출압이 최고 부하압에 목표 언로드압을 가산한 압력 이하로 유지하도록 제어한다.

선행기술문헌

특허문헌

[0005] (특허문헌 0001) 일본 특허 출원 공개 평10-205501호 공보

발명의 내용

해결하려는 과제

[0006] 특허문헌 1에 기재된 바와 같은 종래의 로드 센싱 제어를 행하는 유압 구동 장치는, 상기와 같이 언로드 밸브를 구비하고, 유량 제어 밸브가 동작하고 있지 않은 중립 시와 액추에이터의 구동 시의 각각에 있어서, 메인 펌프의 토출압이 최고 부하압(중립 시에는 탱크압)보다도 스프링에 의해 설정된 목표 언로드압 이상 높아지려고 하면, 메인 펌프의 토출 유량을 탱크로 복귀시키고, 메인 펌프의 토출압의 불필요한 상승을 회피하도록 하고 있다.

[0007] 그러나, 유압 펌프의 토출 유량을 언로드 밸브를 통해 탱크로 복귀시키는 것은, 메인 펌프에서 발생한 압유의 에너지를 이용하지 않고 불필요하게 버리는 것이며, 유압 구동 장치 전체의 에너지 소비 효율을 저하시키게 된다.

[0008] 본 발명의 목적은, 로드 센싱 제어를 행하는 유압 구동 장치에 있어서, 언로드 밸브가 구비되어 있는 경우와 동등한 기능을 할 수 있음과 함께, 메인 펌프로부터 탱크로 배출되는 압유의 에너지를 회수하고, 메인 펌프에서 발생한 압유의 에너지를 유효하게 이용할 수 있는 건설 기계의 유압 구동 장치를 제공하는 것이다.

과제의 해결 수단

[0009] (1)상기 과제를 해결하기 위해, 본 발명은, 원동기와, 이 원동기에 의해 구동되는 가변 용량형의 메인 펌프와, 이 메인 펌프로부터 토출된 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터와, 상기 메인 펌프로부터 상기 복수의 액추에이터에 공급되는 압유의 흐름을 각각 제어하는 복수의 유량 제어 밸브와, 상기 메인 펌프의 토출압이 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 상기 메인 펌프의 토출 유량을 로드 센싱 제어하는 펌프 제어 장치를 구비한 건설 기계의 유압 구동 장치에 있어서, 상기 메인 펌프로부터 상기 복수의 유량 제어 밸브에 압유를 공급하는 압유 공급 유로와 탱크를 접속하는 제어 유로에 배치되고, 상기 메인 펌프로부터 토출된 압유에 의해 구동 가능한 유압 모터와, 이 유압 모터의 회전축에 연결된 발전기와, 상기 유압 모터의 회전에 의해 상기 메인 펌프의 토출 압력이 상기 최고 부하압에 미리 정한 값을 가산한 목표 제어 압력보다도 높아지도록 상기 발전기를 발전 제어하는 제어 장치와, 상기 발전기에서 발생한 전력을 축적하는 축전 장치를 구

비하는 것으로 한다.

- [0010] 이와 같이 유압 모터와 발전기와 제어 장치를 배치하고, 유압 모터의 회전에 의해 메인 펌프의 토출 압력이 최고 부하압에 미리 정한 값을 가산한 목표 제어 압력보다도 높아지도록 발전기를 발전 제어함으로써, 유량 제어 밸브가 동작하고 있지 않은 중립 시와 액추에이터의 구동 시의 각각에 있어서, 메인 펌프의 토출압이 최고 부하압보다도 미리 정한 값 이상 높아지면, 유압 모터의 회전에 의해 메인 펌프의 토출 유량의 적어도 일부가 탱크로 복귀되고, 메인 펌프의 토출압의 불필요한 상승이 회피된다. 이에 의해 종래의 언로드 밸브와 동등한 기능을 할 수 있다.
- [0011] 또한, 메인 펌프의 토출압이 최고 부하압보다도 미리 정한 값 이상 높아진 경우에는, 발전기가 발전 제어되고, 압유의 에너지를 전기 에너지로 변환하고, 변환된 전기 에너지를 축전 장치에 축적한다. 이에 의해 메인 펌프로부터 탱크로 배출되는 압유의 에너지를 회수하고, 메인 펌프에서 발생한 압유의 에너지를 유효하게 이용할 수 있다.
- [0012] (2)상기 (1)에 있어서, 바람직하게는, 건설 기계의 유압 구동 장치는 상기 최고 부하 압력을 검출하는 압력 센서를 더 구비하고, 상기 제어 장치는, 상기 압력 센서에 의해 검출한 상기 최고 부하압에 상기 미리 정한 값을 가산하여 상기 목표 제어 압력을 연산하고, 이 목표 제어 압력에 의한 상기 유압 모터의 회전 토크를 극복하는 크기의 상기 발전기의 발전 토크를 계산하고, 이 발전 토크가 얻어지도록 상기 발전기를 발전 제어한다.
- [0013] 이에 의해 제어 장치는, 유압 모터의 회전에 의해 메인 펌프의 토출 압력이 최고 부하압에 미리 정한 값을 가산한 목표 제어 압력보다도 높아지도록 발전기를 발전 제어하는 것으로 된다.
- [0014] (3)또한, 상기 (1) 또는 (2)에 있어서, 바람직하게는, 건설 기계의 유압 구동 장치는 상기 원동기의 회전수가 저하됨에 따라 저하되도록 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압을 보정하는 보정 장치를 더 구비하고, 상기 제어 장치는, 상기 원동기의 회전수가 저하됨에 따라 감소하도록 상기 미리 정한 값을 보정한다.
- [0015] 이에 의해 원동기의 회전수를 낮췄을 때에, 로드 센싱 제어의 목표 차압이 저하되는 것과 동시에 미리 정한 값이 감소하므로, 로드 센싱 제어의 목표 차압과 미리 정한 값의 차가 확대되는 일은 없고, 원동기의 회전수를 저하시켰을 때라도, 액추에이터의 구동 시에 시스템 전체의 안정성을 확보할 수 있다.
- [0016] (4)또한, 상기 (1)~(3) 중 어느 하나에 있어서, 바람직하게는, 상기 원동기는 전동기를 포함하고, 상기 축전 장치는 상기 전동기의 전원으로서 기능한다.
- [0017] 이에 의해 발전기에 의해 회수한 에너지를 전동기의 구동에 이용할 수 있어, 시스템 전체의 에너지 절약화를 도모할 수 있다.

발명의 효과

- [0018] 본 발명에 따르면, 로드 센싱 제어를 행하는 유압 구동 장치에 있어서, 언로드 밸브가 구비되어 있는 경우와 동등한 기능을 할 수 있음과 함께, 메인 펌프로부터 탱크로 배출되는 압유의 에너지를 회수하고, 메인 펌프에서 발생한 압유의 에너지를 유효하게 이용할 수 있다.

도면의 간단한 설명

- [0019] 도 1은 본 발명의 제1 실시 형태에 관한 작업 기계의 유압 구동 장치를 도시하는 도면이다.
- 도 2는 제2 제어 장치의 처리 내용을 나타내는 흐름도이다.
- 도 3은 유압 서블의 외관을 도시하는 도면이다.
- 도 4는 본 발명의 제2 실시 형태에 관한 작업 기계의 유압 구동 장치를 도시하는 도면이다.
- 도 5는 제2 제어 장치의 처리 내용을 나타내는 흐름도이다.
- 도 6은 메모리의 테이블에 기억한 목표 회전수 N_c 와 목표 언로드압 P_b 의 관계를 나타내는 도면이다.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

[0020] <제1 실시 형태>

[0021] ~구성~

- [0022] 도 1은 본 발명의 제1 실시 형태에 관한 작업 기계의 유압 구동 장치를 도시하는 도면이다.
- [0023] 본 실시 형태에 있어서의 유압 구동 장치는, 전동기(1)와, 전동기(1)에 의해 구동되는 메인의 유압 펌프(이하 메인 펌프라 함)(2)와, 메인 펌프(2)와 연동하여 전동기(1)에 의해 구동되는 파일럿 펌프(3)와, 메인 펌프(2)로부터 토출된 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터(5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12)와, 메인 펌프(2)와 복수의 액추에이터(5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12) 사이에 위치한 컨트롤 밸브(4)와, 파일럿 펌프(3)의 토출유가 공급되는 압유 공급 유로(3a)에 접속된 전동기 회전수 검출 밸브(30)와, 전동기 회전수 검출 밸브(30)의 하류측에 접속되고, 파일럿 유로(31)의 압력을 일정하게 유지하는 파일럿 릴리프 밸브(32)를 갖는 파일럿 유압원(33)과, 파일럿 유로(31)에 접속되고, 파일럿 유압원(32)의 유압을 원압으로 하여 제어 파일럿압 a, b, c, d, e, f, g, h, i, j, k, l, m, n, o, p를 생성하기 위한 리모콘 밸브를 구비한 조작 레버 장치(34a, 34b, 34c, 34d, 34e, 34f, 34g, 34h)를 구비하고 있다.
- [0024] 본 실시 형태에 관한 작업 기계는, 예를 들어 유압 미니 셔블이며, 액추에이터(5)는 유압 셔블의 선회 모터이며, 액추에이터(6, 8)는 좌우의 주행 모터이며, 액추에이터(7)는 블레이드 실린더이며, 액추에이터(9)는 스윙 실린더이며, 액추에이터(10, 11, 12)는 각각 붐 실린더, 아암 실린더, 버킷 실린더이다.
- [0025] 컨트롤 밸브(4)는, 메인 펌프(2)의 토출유가 공급되는 제1 압유 공급 유로(배관)(2a)에 제2 압유 공급 유로(블록 내 통로)(4a)를 통해 접속되고, 메인 펌프(2)로부터 각 액추에이터에 공급되는 압유의 방향과 유량을 각각 제어하는 복수의 밸브 섹션(13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20)과, 복수의 액추에이터(5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12)의 부하압 중 가장 높은 부하압(이하, 최고 부하압이라 함) PLmax를 선택하여 신호 유로(21)에 출력하는 복수의 셔틀 밸브(22a, 22b, 22c, 22d, 22e, 22f, 22g)와, 컨트롤 밸브(4)의 제2 압유 공급 유로(4a)에 접속되고, 메인 펌프(2)의 최고 토출압(최고 펌프압)을 제한하는 메인 릴리프 밸브(23)와, 컨트롤 밸브(4)의 제2 압유 공급 유로(4a)에 접속되고, 메인 펌프(2)의 토출압 Pd와 최고 부하압 PLmax의 차압 PLS를 절대압으로서 검출하여 출력하는 차압 감압 밸브(24)를 갖고 있다. 메인 릴리프 밸브(23)의 배출측은 컨트롤 밸브(4) 내의 탱크 유로(29)에 접속되고, 탱크 유로(29)는 탱크(T)에 접속되어 있다.
- [0026] 밸브 섹션(13)은 유량 제어 밸브(26a)와 압력 보상 밸브(27a)로 구성되고, 밸브 섹션(14)은 유량 제어 밸브(26b)와 압력 보상 밸브(27b)로 구성되고, 밸브 섹션(15)은 유량 제어 밸브(26c)와 압력 보상 밸브(27c)로 구성되고, 밸브 섹션(16)은 유량 제어 밸브(26d)와 압력 보상 밸브(27d)로 구성되고, 밸브 섹션(17)은 유량 제어 밸브(26e)와 압력 보상 밸브(27e)로 구성되고, 밸브 섹션(18)은 유량 제어 밸브(26f)와 압력 보상 밸브(27f)로 구성되고, 밸브 섹션(19)은 유량 제어 밸브(26g)와 압력 보상 밸브(27g)로 구성되고, 밸브 섹션(20)은 유량 제어 밸브(26h)와 압력 보상 밸브(27h)로 구성되어 있다.
- [0027] 유량 제어 밸브(26a~26h)는, 메인 펌프(2)로부터 각각의 액추에이터(5~12)에 공급되는 압유의 방향과 유량을 각각 제어하고, 압력 보상 밸브(27a~27h)는 유량 제어 밸브(26a~26h)의 전후 차압을 각각 제어한다. 유량 제어 밸브(26a~26h)는, 조작 레버 장치(34a, 34b, 34c, 34d, 34e, 34f, 34g, 34h)의 리모콘 밸브에 의해 생성되는 제어 파일럿압 a, b, c, d, e, f, g, h, i, j, k, l, m, n, o, p에 의해 각각 조작된다.
- [0028] 압력 보상 밸브(27a~27h)는, 각각, 목표 차압 설정용의 밸브 개방측 수압부(28a, 28b, 28c, 28d, 28e, 28f, 28g, 28h)를 갖고, 이 수압부(28a~28h)에는 차압 감압 밸브(24)의 출력압이 유도되고, 유압 펌프압 Pd와 최고 부하압 PLmax의 차압 PLS의 절대압에 의해 목표 보상 차압이 설정된다. 이에 의해 유량 제어 밸브(26a~26h)의 전후 차압은, 전부 동일한 유압 펌프압 Pd와 최고 부하압 PLmax의 차압 PLS에 동등해지도록 제어되고, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에, 액추에이터(5~12)의 부하압의 대소에 상관없이, 유량 제어 밸브(26a~26h)의 개구 면적비에 따라 메인 펌프(2)의 토출 유량을 분배하고, 복합 조작성을 확보할 수 있다. 또한, 메인 펌프(2)의 토출 유량이 요구 유량으로 되지 않는 새추레이션 상태로 된 경우에는, 차압 PLS는 그 공급 부족의 정도에 따라 저하되므로, 이것에 대응하여 압력 보상 밸브(27a~27h)가 제어하는 유량 제어 밸브(26a~26h)의 전후 차압이 동일한 비율로 저하되어 유량 제어 밸브(26a~26h)의 통과 유량이 감소하고, 이 경우에도 유량 제어 밸브(26a~26h)의 개구 면적비에 따라 메인 펌프(2) 토출 유량을 분배하고, 복합 조작성을 확보할 수 있다.
- [0029] 전동기 회전수 검출 밸브(30)는, 파일럿 펌프(3)의 토출유가 공급되는 압유 공급 유로(3a)를 파일럿 유로(31)에 접속하는 유로(30e)와, 이 유로(30e)에 설치된 스톱 요소(고정 스톱 요소)(30f)와, 유로(30e) 및 스톱 요소(30f)에 병렬로 접속된 유량 검출 밸브(30a)와, 차압 감압 밸브(30b)를 갖고 있다. 유량 검출 밸브(30a)는 통과 유량이 증대됨에 따라 개구 면적을 크게 하는 가변 스톱 요소부(30c)를 갖고, 파일럿 펌프(3)의 토출유는 유로(30e)의 스톱 요소(30f)와 유량 검출 밸브(30a)의 가변 스톱 요소부(30c)의 양쪽을 통과하여 파일럿 유로(31)측

으로 흐른다. 이때, 스로틀 요소(30f)와 가변 스로틀부(30c)에는 압유 공급 유로(3a)로부터 파일럿 유로(31)로 흐르는 압유의 유량이 증가함에 따라 커지는 전후 차압이 발생하고, 차압 감압 밸브(30b)는 그 전후 차압을 절대압 Pa로서 검출하여 출력한다. 파일럿 펌프(3)의 토출 유량은 전동기(1)의 회전수에 의해 변화하므로, 스로틀 요소(30f) 및 가변 스로틀부(30c)의 전후 차압을 검출함으로써, 파일럿 펌프(3)의 토출 유량을 검출할 수 있고, 전동기(1)의 회전수를 검출할 수 있다. 또한, 가변 스로틀부(30c)는, 통과 유량이 증대됨에 따라(전후 차압이 높아짐에 따라) 개구 면적을 크게 함으로써, 통과 유량이 증대됨에 따라 전후 차압의 상승 정도가 완만해 지도록 구성되어 있다.

[0030] 메인 펌프(2)는 가변 용량형의 유압 펌프이며, 그 틸팅각(용량)을 제어하기 위한 펌프 제어 장치(35)를 구비하고 있다. 펌프 제어 장치(35)는 마력 제어 틸팅 액추에이터(35a)와, LS 제어 밸브(35b)와, LS 제어 틸팅 액추에이터(35c)를 갖고 있다.

[0031] 마력 제어 틸팅 액추에이터(35a)는 메인 펌프(2)의 토출압이 높아지면 메인 펌프(2)의 틸팅각을 감소시켜, 메인 펌프(2)의 입력 토크가 미리 설정한 최대 토크를 넘지 않도록 제한하는 것이며, 이에 의해 메인 펌프(2)의 소비 마력을 제한하고, 과부하에 의한 전동기(1)의 정지를 방지한다.

[0032] LS 제어 밸브(35b)는 대항하는 수압부(35d, 35e)를 갖고, 수압부(35d)에는 유로(38)를 통해 전동기 회전수 검출 밸브(30)의 차압 감압 밸브(30b)로부터 출력된 절대압 Pa(제1 규정값)가 로드 센싱 제어의 목표 차압(목표 LS 차압)으로서 유도되고, 수압부(35e)에 차압 감압 밸브(24)로부터 출력된 차압 PLS의 절대압이 피드백 압력으로서 유로(39)를 통해 유도되고, 차압 PLS의 절대압이 절대압 Pa보다도 높아지면($PLS > Pa$), 파일럿 유압원(33)의 압력을 LS 제어 틸팅 액추에이터(35c)로 유도하여 메인 펌프(2)의 틸팅각을 감소시키고, 차압 PLS의 절대압이 절대압 Pa보다도 낮아지면($PLS < Pa$), LS 제어 틸팅 액추에이터(35c)를 탱크(T)에 연통하여 메인 펌프(2)의 틸팅각을 증가시킨다. 이에 의해 메인 펌프(2)의 토출압 Pd가 최고 부하압 PLmax보다도 절대압 Pa(목표 LS 차압)만큼 높아지도록 메인 펌프(2)의 틸팅량(배출 용적)이 제어된다. LS 제어 밸브(35b) 및 LS 제어 틸팅 액추에이터(35c)는, 메인 펌프(2)의 토출압 Pd가 복수의 액추에이터(5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12)의 최고 부하압 PLmax보다도 로드 센싱 제어의 목표 차압(절대압 Pa)만큼 높아지도록 메인 펌프(2)의 틸팅을 제어하는 로드 센싱 방식의 펌프 제어 장치를 구성한다.

[0033] 여기서, 절대압 Pa는 전동기 회전수에 따라 변화하는 값이므로, 절대압 Pa를 로드 센싱 제어의 목표 차압으로서 사용하고, 압력 보상 밸브(27a~27h)의 목표 보상 차압을 메인 펌프(2)의 토출압 Pd와 최고 부하압 PLmax의 차압 PLS의 절대압에 의해 설정함으로써, 전동기 회전수에 따른 액추에이터 스피드의 제어가 가능해진다. 또한, 전술한 바와 같이 전동기 회전수 검출 밸브(30)의 유량 검출 밸브(30a)의 가변 스로틀부(30c)는, 통과 유량이 증대됨에 따라 전후 차압의 상승 정도가 완만해지도록 구성되어 있고, 이에 의해 전동기 회전수에 따른 새추레이션 현상의 개선이 도모되고, 전동기 회전수를 낮게 설정한 경우에 양호한 미세 조작성이 얻어진다.

[0034] 또한, 본 실시 형태의 유압 구동 장치는, 그 특징적인 구성으로서, 전동기(1)의 전원으로 되는 배터리(41)(축전 장치)와, 배터리(41)의 직류 전력을 승압하는 초퍼(42)와, 초퍼(42)에 의해 승압한 직류 전력을 교류 전력으로 변환하고 전동기(1)에 공급하는 인버터(43)와, 오퍼레이터에 의해 조작되고, 전동기(1)의 목표 회전수를 지시하는 회전 컨트롤 다이얼(44)과, 그 목표 회전수에 기초하여 전동기(1)의 회전수가 목표 회전수로 되도록 인버터(43)를 제어하는 제1 제어 장치(45)와, 메인 펌프(2)로부터의 토출유를 복수의 밸브 섹션(13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20)[유량 제어 밸브(26a~26h)]에 공급하는 제2 압유 공급 유로(4a)와 탱크(T)를 접속하는 제어 유로(51)에 배치되고, 메인 펌프(2)로부터 토출된 압유에 의해 구동 가능한 고정 용량형의 유압 모터(52)와, 이 유압 모터(52)의 회전축(52a)에 연결된 발전기(53)와, 신호 유로(21)에 접속되고, 최고 부하 압력 PLmax를 검출하는 압력 센서(54)와, 메인 펌프(2)의 토출 압력이 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산한 목표 제어 압력 P_{un}보다도 높아지면 유압 모터(52)가 회전하도록 발전기(53)를 발전 제어하는 제2 제어 장치(55)와, 발전기(53)에서 발생한 교류 전력을 직류 전력으로 변환하는 컨버터(56)를 구비하고 있다. 배터리(41)는 충전식이며, 발전기(53)에서 발생하고 컨버터(56)에서 변환된 직류 전력은 배터리(41)에 축적된다. 유압 모터(52)가 배치되는 제어 유로(51)는 메인 펌프(2)의 토출유가 공급되는 제1 압유 공급 유로(2a)에 접속되어 있어도 된다.

[0035] 도 2는 제2 제어 장치(55)의 처리 내용을 나타내는 흐름도이다.

[0036] <스텝 S100>

[0037] 제2 제어 장치(55)는 압력 센서(54)에 의해 검출된 최고 부하압 PLmax를 입력한다.

[0038] <스텝 S110>

- [0039] 이어서, 제2 제어 장치(55)는, 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산하여 목표 제어 압력 Pun을 계산한다.
- [0040] 즉, $Pun = PLmax + Pb$
- [0041] 여기서, 미리 정한 값 Pb는, 예를 들어 목표 LS 차압인 차압 감압 밸브(30b)로부터 출력되는 절대압 Pa와 동등하거나, 이것보다도 조금 높은 압력으로 설정한다. 예를 들어 전동기(1)가 최고 정격 회전수에 있을 때에 차압 감압 밸브(30b)로부터 출력되는 절대압 Pa(목표 LS 차압)가 2.0MPa이라고 하면, 미리 정한 값 Pb는 2.0~3.0MPa 정도로 설정한다. 본 실시 형태에서는, 미리 정한 값 Pb는 절대압 Pa(목표 LS 차압)와 동등하게 설정되어 있다. 또한, 유압 모터(52)와 발전기(53)의 관성에 의한 회전의 지연 등을 고려하고, 미리 정한 값 Pb는 절대압 Pa(목표 LS 차압)보다 낮은 값이어도 된다.
- [0042] <스텝 S120>
- [0043] 이어서, 제2 제어 장치(55)는, 메인 펌프(2)의 토출압이 목표 제어 압력 Pun에 도달한 경우에 유압 모터(52)에 작용하는 회전 토크 Tm을 계산한다. 이 회전 토크 Tm은, 유압 모터(52)의 용량을 q로 하면, 하기 식으로 계산할 수 있다.
- [0044] $Tm = Pun \times q$
- [0045] 본 명세서에서는, 이 회전 토크를 언로드 회전 토크라 한다.
- [0046] <스텝 S130>
- [0047] 이어서, 제2 제어 장치(55)는, 유압 모터(52)의 언로드 회전 토크 Tm을 극복하는 크기의 발전 토크 Tg를 연산한다. 유압 모터(52)의 언로드 회전 토크 Tm을 극복하는 크기의 발전 토크 Tg와 합은, 언로드 회전 토크 Tm과 크기가 동일하거나 그것보다도 조금 크고 또한 회전 방향이 반대인 회전을 의미한다.
- [0048] <스텝 S140>
- [0049] 이어서, 제2 제어 장치(55)는, 발전기(53)가 발전 토크 Tg를 생성하기 위한 발전 전력을 연산한다.
- [0050] <스텝 S150>
- [0051] 이어서, 제2 제어 장치(55)는, 그 발전 전력에 대응하는 제어 지령을 발전기(53)에 출력하고, 발전기(53)에, 유압 모터(52)의 언로드 회전 토크 Tm을 극복하는 크기의 발전 토크 Tg를 생성시킨다.
- [0052] 이와 같이 발전기(53)를 제어함으로써, 유압 모터(52), 발전기(53), 압력 센서(54) 및 제2 제어 장치(55)는, 메인 펌프(2)의 토출압이 최고 부하압 PLmax에 소정의 압력(미리 정한 값 Pb)을 가산한 압력(목표 제어 압력 Pun)을 초과하면, 메인 펌프(2)의 토출 유량을 탱크(T)로 복귀시키고, 메인 펌프(2)의 토출압이 최고 부하압 PLmax에 소정의 압력(미리 정한 값 Pb)인 목표 언로드압을 가산한 압력보다도 높아지지 않도록 제어하는 종래의 언로드 밸브와 동등한 기능을 하게 된다.
- [0053] ~유압 셔블~
- [0054] 도 3에 유압 셔블의 외관을 도시한다.
- [0055] 도 3에 있어서, 작업 기계로서 잘 알려져 있는 유압 셔블은, 상부 선회체(300)와, 하부 주행체(301)와, 스윙식의 프론트 작업기(302)를 구비하고, 프론트 작업기(302)는, 붐(306), 아암(307), 버킷(308)으로 구성되어 있다. 상부 선회체(300)는 하부 주행체(301)를 도 1에 도시하는 선회 모터(5)의 회전에 의해 선회 가능하다. 상부 선회체(300)의 전방부에는 스윙 포스트(303)가 장착되고, 이 스윙 포스트(303)에 프론트 작업기(302)가 상하 이동 가능하게 장착되어 있다. 스윙 포스트(303)는 도 1에 도시하는 스윙 실린더(9)의 신축에 의해 상부 선회체(300)에 대해 수평 방향으로 회전 가능하며, 프론트 작업기(302)의 붐(306), 아암(307), 버킷(308)은 도 1에 도시하는 붐 실린더(10), 아암 실린더(11), 버킷 실린더(12)의 신축에 의해 상하 방향으로 회전 가능하다. 하부 주행체(301)는 중앙 프레임(304)을 구비하고, 이 중앙 프레임(304)에는 도 1에 도시하는 블레이드 실린더(7)의 신축에 의해 상하 동작을 행하는 블레이드(305)가 장착되어 있다. 하부 주행체(301)는, 도 1에 도시하는 주행 모터(6, 8)의 회전에 의해 좌우의 크롤러(310, 311)를 구동함으로써 주행을 행한다.
- [0056] ~동작~
- [0057] 다음으로, 본 실시 형태의 유압 구동 장치의 동작을 설명한다.

- [0058] <모든 조작 레버가 중립일 때>
- [0059] 모든 조작 레버 장치(34a~34h)의 조작 레버가 중립 위치에 있는 경우, 모든 유량 제어 밸브(26a~26h)는 중립 위치에 있고, 액추에이터(5~12)에 압유는 공급되지 않는다. 또한, 유량 제어 밸브(26a~26h)가 중립 위치에 있을 때에는, 셔틀 밸브(22a~22g)에 의해 검출되는 최고 부하압 PLmax는 탱크압(대략 0MPa)으로 된다.
- [0060] 차압 감압 밸브(24)는, 메인 펌프(2)의 토출압 Pd와 최고 부하압 PLmax(지금의 경우에는 탱크압)의 차압 PLS를 절대압으로서 출력하고 있다. 메인 펌프(2)의 펌프 제어 장치(35)의 LS 제어 밸브(35b)에는, 전동기 회전수 검출 밸브(30)의 출력압인 절대압 Pa와 차압 감압 밸브(24)의 출력압인 차압 PLS의 절대압이 유도되어 있고, 메인 펌프(2)의 토출압이 상승하고, 차압 PLS의 절대압이 절대압 Pa보다도 커지면, LS 제어 밸브(35b)는 도시 우측의 위치로 전환되고, LS 제어 틸팅 액추에이터(35c)에 파일럿 유압원(33)의 압력이 유도되고, 메인 펌프(2)의 틸팅 각이 작아지도록 제어된다. 그러나, 메인 펌프(2)에는, 그 최소 틸팅각을 규정하는 스톱퍼(도시하지 않음)가 설치되어 있으므로, 메인 펌프(2)는 그 스톱퍼에 의해 규정되는 최소 틸팅각 qmin으로 유지되고, 최소 유량 Qmin을 토출한다.
- [0061] 또한, 최고 부하압 PLmax는 대략 탱크압(0MPa)이므로, 제2 제어 장치(55)에 있어서 계산되는 목표 제어 압력 Pun은 미리 정한 값 Pb와 대략 동등해지고(Pun=Pb), 이 목표 제어 압력 Pun에 대응하는 언로드 회전 토크 Tm을 극복하는 크기의 발전 토크 Tg(언로드 회전 토크 Tm과 크기가 동일하거나 그것보다도 조금 크고, 회전 방향이 반대인 발전 토크)를 생성하도록 발전기(53)가 제어된다. 그 결과, 메인 펌프(2)의 토출압이 미리 정한 값 Pb보다도 높아지면, 유압 모터(52)에 작용하는 회전 토크가 발전기(53)의 발전 토크보다도 커지므로, 유압 모터(52)는 회전하고(구동되고), 메인 펌프(2)의 토출유는 유압 모터(52)를 통해 탱크(T)로 유입되고, 메인 펌프(2)의 토출압이 미리 정한 값 Pb보다도 높아지지 않도록 제어된다. 또한, 그때, 메인 펌프(2)의 토출유에 의해 유압 모터(52)가 구동되고, 발전기(53)는 유압 모터(52)에 의해 구동되어 전기 에너지를 발생하고, 이 전기 에너지는 컨버터(56)를 통해 배터리(41)에 축적된다.
- [0062] <조작 레버를 조작한 경우>
- [0063] 붐 실린더(10)의 조작을 예로 들면, 붐 상승 동작을 의도하여 붐용 조작 레버 장치(34f)의 조작 레버를 도시 좌측 방향(붐 상승 방향)으로 풀 스트로크로 조작한 경우에는, 파일럿 유압원(33)의 압유에 기초하여 유량 제어 밸브(26f)를 조작하기 위한 제어 파일럿압 k가 생성되고, 유량 제어 밸브(26f)로 유도된다. 이에 의해 붐용의 유량 제어 밸브(26f)가 전환되고, 붐 실린더(10)에 압유가 공급되어, 붐 실린더(10)가 구동된다.
- [0064] 유량 제어 밸브(26f)를 흐르는 유량은, 유량 제어 밸브(26f)의 미터인 스로틀의 개구 면적과 미터인 스로틀의 전후 차압에 의해 결정되고, 미터인 스로틀의 전후 차압은 압력 보상 밸브(27f)에 의해 차압 감압 밸브(24)의 출력압인 차압 PLS의 절대압과 동등해지도록 제어되므로, 유량 제어 밸브(26f)를 흐르는 유량[따라서 붐 실린더(10)의 구동 속도]은 조작 레버의 조작량에 따라 제어된다.
- [0065] 붐 실린더(10)가 움직이기 시작하면, 일시적으로 제1 및 제2 압유 공급 유로(2a, 4a)의 압력이 저하된다. 이때, 붐 실린더(10)의 부하압이 셔틀 밸브(22a~22g)에 의해 최고 부하압으로서 검출되고, 제1 및 제2 압유 공급 유로(2a, 4a)의 압력과 붐 실린더(10)의 부하압의 차가, 차압 감압 밸브(24)의 출력압으로서 출력되므로, 차압 감압 밸브(24)로부터 출력되는 차압 PLS의 절대압이 저하된다.
- [0066] 메인 펌프(2)의 펌프 제어 장치(35)의 LS 제어 밸브(35b)에는, 전동기 회전수 검출 밸브(30)의 차압 감압 밸브(30b)로부터 출력되는 절대압 Pa와 차압 감압 밸브(24)로부터 출력되는 차압 PLS의 절대압이 유도되어 있고, 차압 PLS의 절대압이 절대압 Pa보다도 저하되면, LS 제어 밸브(35b)는 도시 좌측의 위치로 전환되고, LS 제어 틸팅 액추에이터(35c)를 탱크(T)에 연통시켜 LS 제어 틸팅 액추에이터(35c) 압유를 탱크로 복귀시키고, 메인 펌프(2)의 틸팅각이 증가하도록 제어하고, 메인 펌프(2)의 토출 유량이 증가한다. 이 메인 펌프(2)의 토출 유량의 증가는, 차압 PLS의 절대압이 절대압 Pa와 동등해질 때까지 계속된다. 이들 일련의 작용에 의해, 메인 펌프(2)의 토출압[제1 및 제2 압유 공급 유로(2a, 4a)의 압력]이 최고 부하압 PLmax보다도 전동기 회전수 검출 밸브(30)로부터 출력되는 절대압 Pa(목표 LS 차압)만큼 높아지도록 제어되고, 붐용의 유량 제어 밸브(26f)가 요구하는 유량을 붐 실린더(10)에 공급하는, 소위 로드 센싱 제어가 행해진다.
- [0067] 또한, 이 조작 중에 메인 펌프(2)의 토출압 Pd가 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산한 목표 제어 압력 Pun보다도 높아진 경우, 발전기(53)는 제2 제어 장치(55)에 의해, Pun=PLmax+Pb의 목표 제어 압력 Pun에 의해 유압 모터(52)에 발생하는 언로드 회전 토크 Tm을 극복하는 크기의 발전 토크 Tg를 생성하도록 제어되고 있으므로, 유압 모터(52)는 회전하고(구동되고), 메인 펌프(2)의 토출유의 일부를 유압 모터(52)를 통해 탱크

(T)에 배출하고, 메인 펌프(2)의 토출압이 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산한 목표 제어 압력 Pun보다도 높아지지 않도록 제어된다. 또한, 그때, 메인 펌프(2)의 토출유에 의해 유압 모터(52)가 구동되고, 발전기(53)는 유압 모터(52)에 의해 구동되어 전기 에너지를 발생하고, 이 전기 에너지는 컨버터(56)를 통해 배터리(41)에 축적된다.

- [0068] 붐 이외의 조작 레버를 단독으로 조작한 경우의 동작도 마찬가지이다.
- [0069] 2개 이상의 액추에이터의 조작 레버 장치, 예를 들어 붐용의 조작 레버 장치(34f)와 아암용의 조작 레버 장치(34g)의 조작 레버를 조작한 경우에는, 유량 제어 밸브(26f, 26g)가 전환되고, 붐 실린더(10) 및 아암 실린더(11)에 압유가 공급되어, 붐 실린더(10) 및 아암 실린더(11)가 구동된다.
- [0070] 붐 실린더(10) 및 아암 실린더(11)의 부하압 중 높은 쪽의 압력이 셔틀 밸브(22a~22g)에 의해 최고 부하압 PLmax로서 검출되고, 차압 감압 밸브(24)에 전달된다.
- [0071] 또한, 메인 펌프(2)의 펌프 제어 장치(35)의 LS 제어 밸브(35b)에는, 전동기 회전수 검출 밸브(30)로부터 출력되는 절대압 Pa와 차압 감압 밸브(24)로부터 출력되는 차압 PLS의 절대압이 유도되어 있고, 붐 실린더(10)를 단독으로 구동한 경우와 마찬가지로, 메인 펌프(2)의 토출압[제1 및 제2 압유 공급 유로(2a, 4a)의 압력]이 최고 부하압 PLmax보다도 절대압 Pa(목표 LS 차압)만큼 높아지도록 제어되고, 유량 제어 밸브(26f, 26g)가 요구하는 유량을 붐 실린더(10) 및 아암 실린더(11)에 공급하는, 소위 로드 센싱 제어가 행해진다.
- [0072] 차압 감압 밸브(24)의 출력압은 압력 보상 밸브(27a~27h)에 목표 보상 차압으로서 유도되어 있고, 압력 보상 밸브(27f, 27g)는, 유량 제어 밸브(26f, 26g)의 전후 차압을, 메인 펌프(2)의 토출압과 최고 부하압 PLmax의 차압과 동등해지도록 제어한다. 이에 의해 붐 실린더(10)와 아암 실린더(11)의 부하압의 대소에 상관없이, 유량 제어 밸브(26f, 26g)의 미터인 스톱밸브의 개구 면적에 따른 비율로 붐 실린더(10)와 아암 실린더(11)에 압유를 공급할 수 있다.
- [0073] 이때, 메인 펌프(2)의 토출 유량이 유량 제어 밸브(26f, 26g)가 요구하는 유량으로 되지 않는 새추레이션 상태로 된 경우에는, 새추레이션의 정도에 따라 차압 감압 밸브(24)의 출력압[메인 펌프(2)의 토출압과 최고 부하압 PLmax의 차압]이 저하되고, 이에 수반하여 압력 보상 밸브(27a~27h)의 목표 보상 차압도 작아지므로, 메인 펌프(2)의 토출 유량을 유량 제어 밸브(26f, 26g)가 요구하는 유량의 비로 재분배할 수 있다.
- [0074] 그리고, 이 조작 중에 메인 펌프(2)의 토출압 Pd가 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산한 목표 제어 압력 Pun보다도 높아진 경우에도, 발전기(53)의 제2 제어 장치(55)에 의한 제어에 의해, 메인 펌프(2)의 토출유의 일부가 유압 모터(52)를 통해 탱크(T)에 배출되고, 메인 펌프(2)의 토출압이 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산한 목표 제어 압력 Pun보다도 높아지지 않도록 제어됨과 함께, 발전기(53)가 유압 모터(52)에 의해 구동되어 전기 에너지를 발생하고, 이 전기 에너지는 컨버터(56)를 통해 배터리(41)에 축적된다.
- [0075] 붐과 아암 이외의 복수의 조작 레버를 동시에 조작한 경우의 동작도 마찬가지이다.
- [0076] <조작 레버를 중립으로 복귀시킨 경우>
- [0077] 붐 실린더(10)의 조작을 예로 들면, 붐 상승 동작으로부터 정지를 의도하여 붐용의 조작 레버 장치(34f)의 조작 레버를 풀 스트로크로부터 중립 위치로 복귀시키도록 조작하면, 파일럿 유압원(33)의 압유가 커트되고 유량 제어 밸브(26f)를 조작하기 위한 제어 파일럿압 k의 생성이 멈추고, 유량 제어 밸브(36f)는 중립 위치로 복귀된다. 메인 펌프(2)로부터 토출된 압유는, 유량 제어 밸브(26f)가 중립 위치로 복귀되었으므로, 붐 실린더(10)로 유입되지 않게 된다.
- [0078] 또한, 이때, 메인 펌프(2)의 토출압 Pd는 일시적으로 압력이 상승하지만, 메인 펌프(2)의 토출압 Pd가 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산한 목표 제어 압력 Pun보다도 높아지면, 발전기(53)의 제2 제어 장치(55)에 의한 제어에 의해, 메인 펌프(2)의 토출유의 일부가 유압 모터(52)를 통해 탱크(T)에 배출되고, 메인 펌프(2)의 토출압이 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산한 목표 제어 압력 Pun보다도 높아지지 않도록 제어된다. 또한, 발전기(53)가 유압 모터(52)에 의해 구동되어 전기 에너지를 발생하고, 이 전기 에너지는 컨버터(56)를 통해 배터리(41)에 축적된다.
- [0079] 조작 레버 장치(34f)의 조작 레버가 중립 위치로 복귀되면, 모든 조작 레버 장치(34a~34h)의 조작 레버가 중립 위치에 있는 상태로 되므로, 「모든 조작 레버가 중립일 때」에서 설명한 바와 같이, 메인 펌프(2)는 틸팅각이 작아지도록 제어되고 또한 최소 틸팅각 qmin으로 유지되고, 메인 펌프(2)는 최소 유량 Qmin을 토출하게 된다.

- [0080] <전동기 회전수를 낮춘 경우>
- [0081] 이상의 동작은 전동기(1)가 최고 정격 회전수에 있을 때의 것이다. 전동기(1)의 회전수를 저속으로 낮춘 경우에는, 전동기 회전수 검출 밸브(30)로부터 출력되는 절대압 Pa가 그에 따라 저하되므로, 펌프 제어 장치(35)의 LS 제어 밸브(35b)의 목표 LS 차압도 마찬가지로 저하된다. 또한, 로드 센싱 제어의 결과, 압력 보상 밸브(27a~27h)의 목표 보상 차압도 마찬가지로 저하된다. 이에 의해 엔진 회전수의 저하에 맞추어 메인 펌프(2)의 토출 유량과 유량 제어 밸브(26a~26h)의 요구 유량이 감소하고, 액추에이터(5~12)의 구동 속도가 지나치게 빨라지는 일이 없고, 엔진 회전수를 낮춘 경우의 미세 조작성을 향상시킬 수 있다.
- [0082] ~효과~
- [0083] 이와 같이 본 실시 형태에 있어서는, 모든 조작 레버가 중립에서 유량 제어 밸브(26a~26h)가 동작하고 있지 않을 때와 조작 레버가 조작되는 액추에이터(5~12)의 구동 시의 각각에 있어서, 메인 펌프(2)의 토출압이 최고 부하압 PLmax보다도 미리 정한 값 Pb 이상 높아질 때까지는 발전기(53)는 회전하지 않고, 유압 모터(52)도 회전하지 않으므로, 메인 펌프(2)의 토출 유량이 불필요하게 탱크로 복귀되는 것이 회피된다. 한편, 메인 펌프(2)의 토출압이 최고 부하압 PLmax보다도 미리 정한 값 Pb 이상 높아지면, 발전기(53)가 회전하여 유압 모터(52)도 회전하므로, 메인 펌프(2)의 토출 유량의 적어도 일부가 탱크로 복귀되고, 메인 펌프(2)의 토출압의 불필요한 상승이 회피된다. 이에 의해 종래의 언로드 밸브와 동등한 기능을 할 수 있다.
- [0084] 또한, 메인 펌프(2)의 토출압이 최고 부하압 PLmax보다도 미리 정한 값 Pb 이상 높아진 경우에는, 발전기(53)가 회전하므로, 압유의 에너지를 전기 에너지로 변환하고, 변환된 전기 에너지를 배터리(41)에 축적한다. 이에 의해 메인 펌프(2)로부터 탱크로 배출되는 압유의 에너지를 회수하고, 메인 펌프(2)에서 발생한 압유의 에너지를 유효하게 이용할 수 있다.
- [0085] 이와 같이 본 실시 형태에 따르면, 로드 센싱 제어를 행하는 유압 구동 장치에 있어서, 언로드 밸브가 구비되어 있는 경우와 동등한 기능을 할 수 있음과 함께, 메인 펌프(2)로부터 탱크로 배출되는 압유의 에너지를 회수하고, 메인 펌프(2)에서 발생한 압유의 에너지를 유효하게 이용할 수 있다.
- [0086] 또한, 본 실시 형태에서는, 메인 펌프(2)를 구동하는 원동기를 전동기(1)로 하고, 이 전동기(1)를 배터리(41)(축전 장치)를 전원으로 하여 구동하는 구성으로 하였으므로, 발전기(53)에 의해 회수한 에너지를 전동기(1)의 구동에 이용할 수 있어, 시스템 전체의 에너지 절약화를 도모할 수 있다.
- [0087] <제2 실시 형태>
- [0088] 본 발명의 제2 실시 형태를 도 4 및 도 5를 이용하여 설명한다. 본 실시 형태는, 목표 언로드압(미리 정한 값 Pb)을 회전 컨트롤 다이얼(44)에 의해 지시되는 전동기(1)의 목표 회전수에 따라 가변으로 한 것이다.
- [0089] 도 4는 본 발명의 제2 실시 형태에 관한 작업 기계의 유압 구동 장치를 도시하는 도면이다.
- [0090] 본 실시 형태에 관한 작업 기계의 유압 구동 장치에 있어서, 제2 제어 장치(55A)에는 회전 컨트롤 다이얼(44)에 의한 전동기(1)의 목표 회전수의 지시 신호가 입력된다.
- [0091] 도 5는 제2 제어 장치(55A)의 처리 내용을 나타내는 흐름도이다.
- [0092] <스텝 S100A>
- [0093] 제2 제어 장치(55A)는 압력 센서(54)에 의해 검출된 최고 부하압 PLmax와 회전 컨트롤 다이얼(44)에 의해 지시된 전동기(1)의 목표 회전수 Nc를 입력한다.
- [0094] <스텝 S105>
- [0095] 이어서, 제2 제어 장치(55A)는, 전동기(1)의 목표 회전수 Nc를 메모리에 기억되어 있는 테이블에 참조시키고, 그 목표 회전수 Nc에 대응하는 목표 언로드압 Pb를 연산한다.
- [0096] 도 6은 메모리의 테이블에 기억한 목표 회전수 Nc와 목표 언로드압 Pb의 관계를 나타내는 도면이다. 회전 컨트롤 다이얼(44)을 조작하여 전동기(1)의 목표 회전수 Nc를 낮게 하였을 때, 도 6의 상측에 나타내는 바와 같이, 전동기 회전수 검출 밸브(30)의 차압 감압 밸브(30b)로부터 출력되는 절대압 Pa(목표 LS 차압)는 목표 회전수 Nc가 저하됨에 따라 곡선적으로 저하된다. 목표 회전수 Nc와 목표 언로드압 Pb의 관계는, 목표 회전수 Nc와 목표 LS 차압 Pa의 관계와 마찬가지로, 회전 컨트롤 다이얼(44)을 조작하여 전동기(1)의 목표 회전수 Nc를 낮게 하였을 때, 도 6의 하측에 나타내는 바와 같이, 목표 회전수 Nc가 저하됨에 따라 목표 언로드압 Pb가 곡선적으

로 저하되도록 설정되어 있다. 여기서, 목표 회전수 N_c 와 목표 언로드압 P_b 의 관계는, 예를 들어 목표 회전수 N_c 와 목표 LS 차압 P_a 의 관계와 동일하게 설정되어 있다. 이 경우, 전동기(1)의 목표 회전수 N_c 가 최고 정격 회전수 N_{rated} 에 있을 때의 목표 언로드압 P_{b0} 은, 전동기(1)의 목표 회전수 N_c 가 최고 정격 회전수 N_{rated} 에 있을 때의 목표 LS 차압 P_{a0} 과 동등해지고, 목표 LS 차압 P_{a0} 을 예를 들어 2.0MPa로 하면, 목표 언로드압 P_{b0} 은 2.0MPa이다. 또한, 도 6의 하측에 2점 채선으로 나타내는 바와 같이, 목표 언로드압 P_b 가 목표 LS 차압 P_a 보다 조금 커지도록, 목표 회전수 N_c 와 목표 언로드압 P_b 의 관계를 설정해도 된다.

[0097] <스텝 S110~S150>

[0098] 제2 제어 장치(55A)에 있어서의 그 후의 처리는, 도 2에 나타난 제1 실시 형태의 것과 동일하다.

[0099] 이상과 같이 구성된 본 실시 형태에 있어서는, 회전 컨트롤 다이얼(44)에 의해 지시되는 전동기(1)의 목표 회전수 N_c 가 최고 정격 회전수 N_{rated} 일 때에는, 목표 언로드압 $P_{b0}=P_{a0}$ 이 계산되고, 목표 언로드압 P_{b0} 은 제1 실시 형태에 있어서의 미리 정한 값 P_b 와 동일한 값으로 된다. 따라서, 이 경우에는, 유압 모터(52) 및 발전기(53)는 제1 실시 형태와 마찬가지로 동작하고, 제1 실시 형태와 동일한 효과가 얻어진다.

[0100] 오퍼레이터가 수평 당김 등의 미세 조작 작업을 의도하여, 회전 컨트롤 다이얼(44)을 조작하고 전동기(1)의 목표 회전수 N_c 를 최고 정격 회전수 N_{rated} 로부터 저하시킨 경우에는, 전동기(1)의 목표 회전수 N_c 의 저하에 따라 목표 언로드압 P_b 도 절대압 P_{b0} 으로부터 저하되고, 최고 부하압 P_{Lmax} 에 목표 언로드압 P_b 를 가산한 목표 제어 압력 P_{un} 도 마찬가지로 저하된다. 그리고, 모든 조작 레버가 중립에서 유량 제어 밸브(26a~26h)가 동작하고 있지 않을 때와 조작 레버가 조작되는 액추에이터(5~12)의 구동 시의 각각에 있어서, 메인 펌프(2)의 토출압이 목표 제어 압력 P_{un} 보다도 높아지면, 유압 모터(52)가 회전하고, 메인 펌프(2)의 토출 유량의 적어도 일부가 탱크로 복귀되고, 메인 펌프(2)의 토출압의 불필요한 상승이 회피된다. 또한, 발전기(53)는 유압 모터(52)에 의해 구동되어 전기 에너지를 발생하고, 이 전기 에너지는 컨버터(56)를 통해 배터리(41)에 축적된다.

[0101] 따라서, 이 경우에도, 언로드 밸브와 동등한 기능을 할 수 있음과 함께, 메인 펌프(2)로부터 탱크로 배출되는 압유의 에너지를 회수하고, 메인 펌프(2)에서 발생한 압유의 에너지를 유효하게 이용할 수 있다.

[0102] 또한, 회전 컨트롤 다이얼(44)을 조작하여 전동기(1)의 목표 회전수 N_c 를 낮게 하였을 때에, 전동기 회전수 검출 밸브(30)의 차압 감압 밸브(30b)로부터 출력되는 절대압 P_a (목표 LS 차압)가 저하되는 것과 동시에, 최고 부하압 P_{Lmax} 에 목표 언로드압 P_b 를 가산한 목표 제어 압력 P_{un} 도 마찬가지로 저하되므로, 목표 LS 차압 P_a 와 목표 제어 압력 P_{un} 의 차가 확대되는 일은 없고, 전동기(1)의 회전수를 저하시켰을 때라도, 액추에이터(5~12)의 구동 시에 시스템의 안정성을 확보할 수 있다.

[0103] 즉, 액추에이터의 구동 시에 작업 부하의 변동에 의해 최고 부하압 P_{Lmax} 가 변동하는 경우, 그에 추종하여 LS 제어 밸브(35b)의 제어(로드 센싱 제어)에 의해 메인 펌프(2)의 톨딩각이 변화하고, 메인 펌프(2)의 토출압이 조정되지만, LS 제어 밸브(35b)의 제어의 지연으로부터 메인 펌프(2)가 액추에이터가 요구하는 유량 이상으로 압유를 토출해 버리는 경우가 있다. 이때, 목표 제어 압력 P_{un} 이 일정한 경우에는, 회전 컨트롤 다이얼(44)을 조작하여 전동기(1)의 목표 회전수 N_c 를 낮게 하였음에도 불구하고, LS 제어 밸브(35b)의 제어의 지연에 의한 메인 펌프(2)의 토출 유량의 증가가 메인 펌프(2)의 토출압을 상승시켜 버리고, 이에 수반하여 차압 감압 밸브(24)로부터 출력되는 차압 PLS의 절대압이 목표 LS 차압에 대해 크게 증가하고, 시스템 전체가 발전하는 원인으로 된다.

[0104] 이에 반해, 본 실시 형태에서는, 회전 컨트롤 다이얼(44)을 조작하여 전동기(1)의 목표 회전수 N_c 를 낮게 하였을 때, 그에 따라 목표 제어 압력 P_{un} 이 저하되고, 목표 LS 차압과 목표 제어 압력 P_{un} 의 차가 커지는 일은 없으므로, 메인 펌프(2)의 토출압이 목표 LS 차압과 대략 동일한 크기의 목표 제어 압력 P_{un} 보다 높아지면, 유압 모터(52)가 즉시 회전하여 메인 펌프(2)의 토출 유량의 일부를 탱크에 방출한다. 이에 의해 메인 펌프(2)의 톨딩의 지연에 의해 발생한 유량분의 압유가 방출되고, 시스템 전체의 안정성을 확보할 수 있다.

[0105] <기타>

[0106] 이상의 실시 형태는 본 발명의 정신의 범위 내에서 다양한 변경이 가능하다. 예를 들어, 상기 실시 형태에서는, 원동기가 전동기(1)인 경우에 대해 설명하였지만, 원동기는 디젤 엔진이어도 된다. 그 경우, 배터리(41)에 축적한 전력은, 전장품의 전원으로서 이용하면 된다. 또한, 원동기는 디젤 엔진과 전동기의 조합이어도 되고, 이 경우에는, 액추에이터 부하가 높을 때에는 배터리(41)의 전력을 이용하여 전동기를 어시스트 구동하고, 엔진의 동력에 여력이 있을 때에는 전동기를 발전기로서 동작시키고, 발생한 전력을 배터리(41)에 축적하

게 함으로써, 엔진의 소형화와 가일층의 에너지 절약화를 도모할 수 있다.

[0107] 또한, 상기한 실시 형태에서는, 전동기(1)의 회전수의 검출을 전동기 회전수 검출 밸브(30)에 의해 유압적으로 행하고, 전동기(1)의 회전수 신호[차압 감압 밸브(30b)로부터 출력되는 절대압 Pa]를 사용한 목표 LS 차압의 설정을 LS 제어 밸브(35b)에 의해 유압적으로 행하였지만, 전동기(1) 혹은 메인 펌프(2)의 회전수를 검출하는 회전 센서를 설치하고, 그 센서 신호로부터 목표 차압을 계산하고, 전자 밸브를 제어함으로써, 로드 센싱 제어를 전기적으로 행해도 된다.

[0108] 또한, 상기 실시 형태에서는, 메인 펌프(2)의 토출압과 최고 부하압 PLmax의 차압 PLS로서 차압 감압 밸브(24)의 출력압을 압력 보상 밸브(27a~27h)와 LS 제어 밸브(35b)로 유도하였지만, 메인 펌프(2)의 토출압과 최고 부하압 PLmax를 각각 압력 보상 밸브(27a~27h)와 LS 제어 밸브(35b)로 유도해도 된다.

[0109] 또한, 상기 실시 형태에서는, 메인 펌프(2)의 토출 압력이 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산한 목표 제어 압력 Pun보다 높아질 때까지는, 유압 모터(52)가 회전하지 않도록 발전기(53)를 발전 제어하였지만, 메인 펌프(2)의 토출 압력이 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산한 목표 제어 압력 Pun보다 높지 않은 경우라도, 근소하면 유압 모터(52)를 회전시켜도 된다. 이에 의해 메인 펌프(2)의 토출 압력이 최고 부하압 PLmax에 미리 정한 값 Pb를 가산한 목표 제어 압력 Pun보다 높아졌을 때에 응답 지연 없이 유압 모터(52) 및 발전기(53)를 회전시키고 메인 펌프(2)의 토출압의 과도적인 상승을 억제한 제어가 가능해진다. 또한, 유압 모터(52)에 상시 압유가 흐름으로써, 유압 모터(52)를 상시 적절하게 순환하고, 유압 모터(52)를 오래가게 할 수 있는 등의 효과도 얻어진다.

[0110] 또한, 상기한 실시 형태에서는, 건설 기계가 유압 서블인 경우에 대해 설명하였지만, 유압 서블 이외의 건설 기계(예를 들어 유압 크레인, 휠식 서블 등)여도, 마찬가지로 본 발명을 적용하고, 마찬가지로의 효과가 얻어진다.

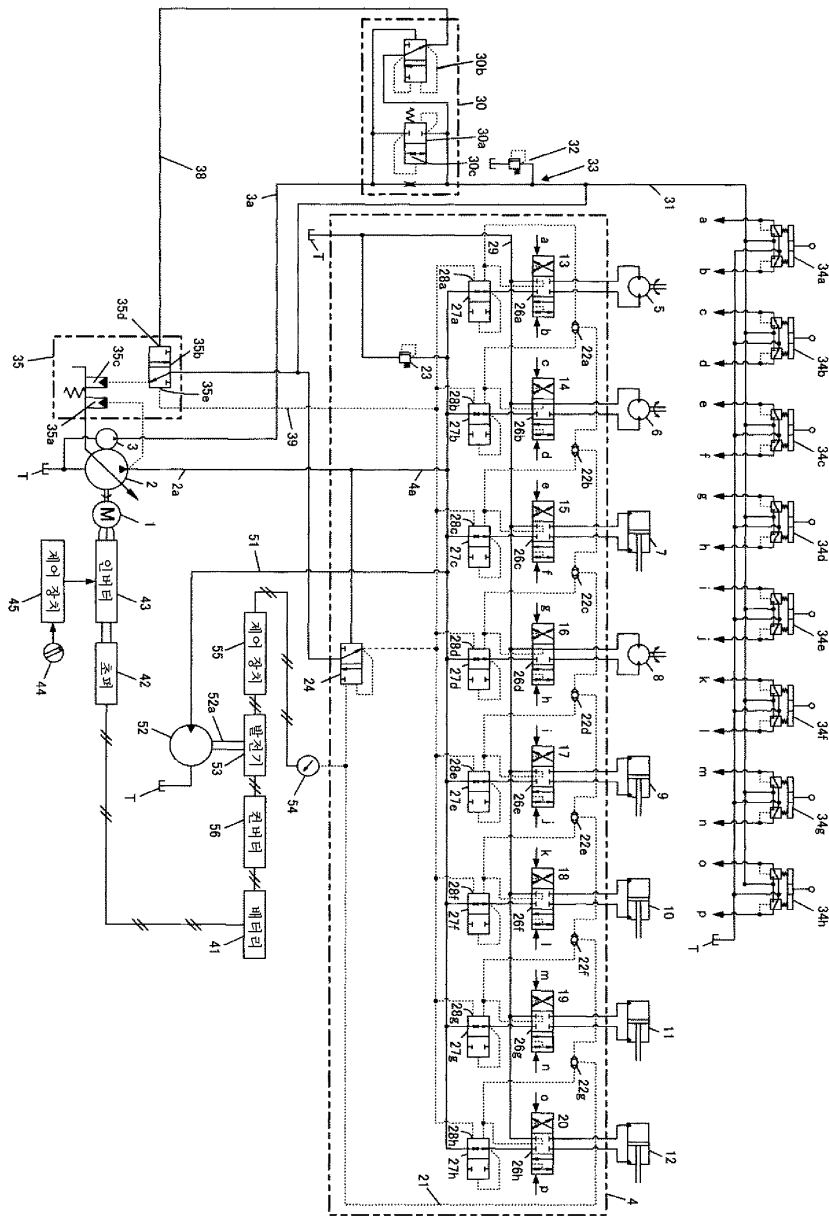
부호의 설명

- [0111]
- 1 : 전동기
 - 2 : 메인 펌프
 - 2a : 제1 압유 공급 유로
 - 3 : 파일럿 펌프
 - 3a : 압유 공급 유로
 - 4 : 컨트롤 밸브
 - 4a : 제2 압유 공급 유로
 - 5~12 : 액추에이터
 - 13~20 : 밸브 섹션
 - 21 : 신호 유로
 - 22a~22g : 서틀 밸브
 - 23 : 메인 릴리프 밸브
 - 24 : 차압 감압 밸브
 - 26a~26h : 유량 제어 밸브(메인 스톱)
 - 27a~27h : 압력 보상 밸브
 - 30 : 전동기 회전수 검출 밸브
 - 30a : 유량 검출 밸브
 - 30b : 차압 감압 밸브
 - 30c : 가변 스로틀부
 - 31 : 파일럿 유로

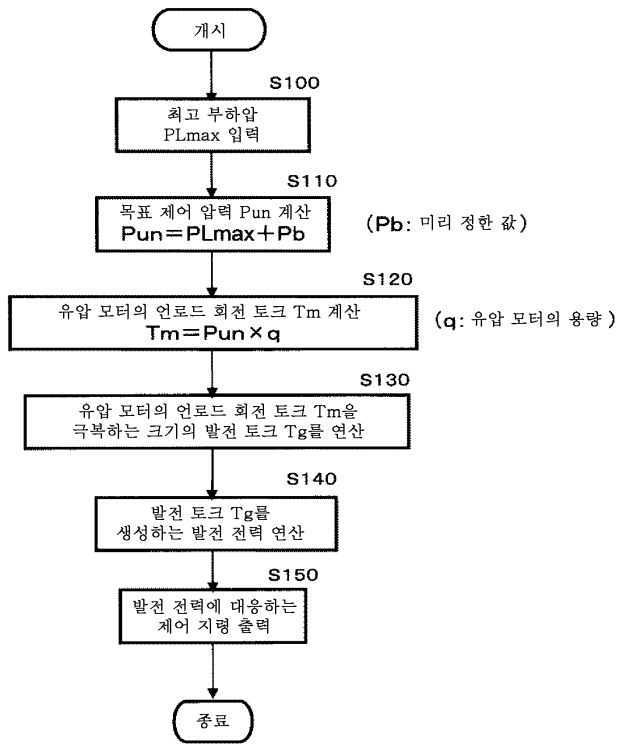
- 32 : 파일럿 릴리프 밸브
- 33 : 파일럿 유압원
- 34a~34h : 조작 레버 장치
- 35 : 펌프 제어 장치
- 35a : 마력 제어 틸팅 액추에이터
- 35b : LS 제어 밸브
- 35c : LS 제어 틸팅 액추에이터
- 35d, 35e : 수압부
- 38, 39 : 유로
- 41 : 배터리
- 42 : 초퍼
- 43 : 인버터
- 44 : 회전 컨트롤 다이얼
- 45 : 제1 제어 장치
- 51 : 제어 유로
- 52 : 유압 모터
- 52a : 회전축
- 53 : 발전기
- 54 : 압력 센서
- 55 : 제2 제어 장치
- 56 : 컨버터
- 300 : 상부 선회체
- 301 : 하부 주행체
- 302 : 프론트 작업기
- 303 : 스윙 포스트
- 304 : 중앙 프레임
- 305 : 블레이드
- 306 : 붐
- 307 : 아암
- 308 : 버킷
- 310, 311 : 크롤러

도면

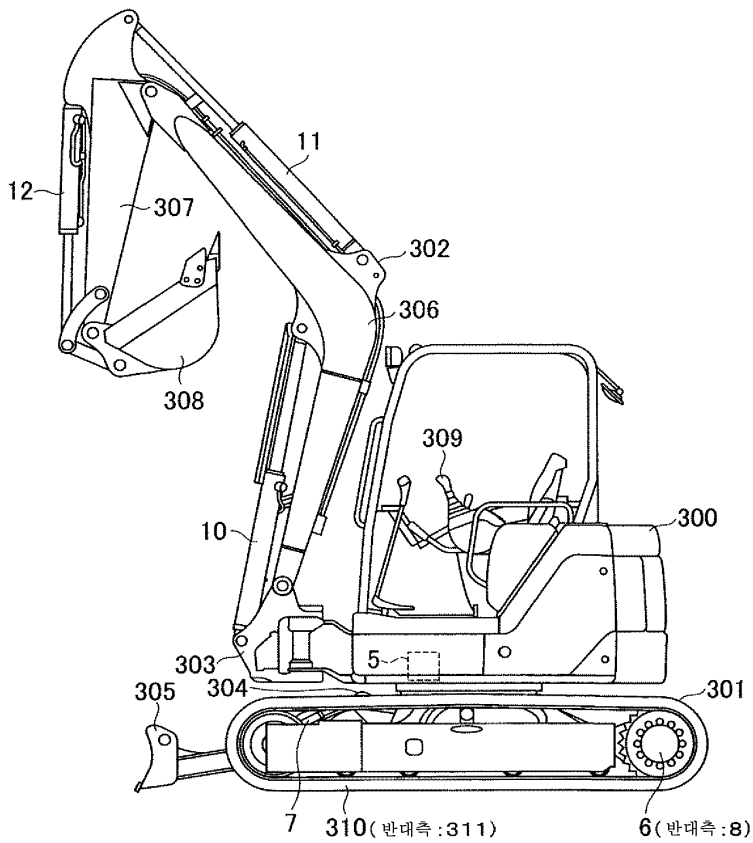
도면1



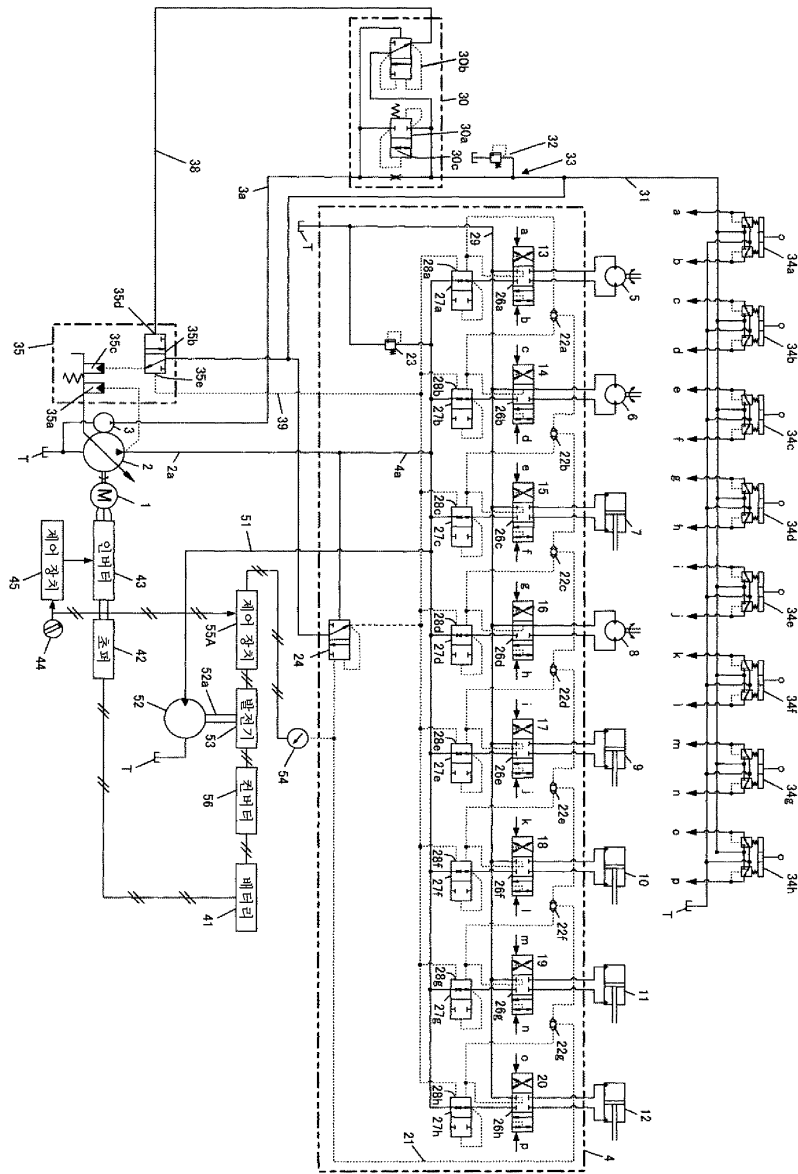
도면2



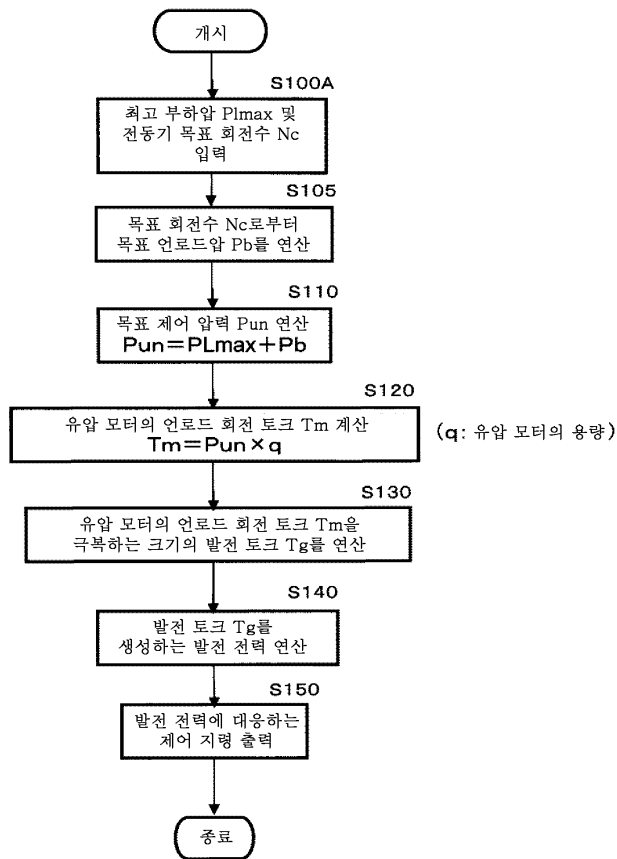
도면3



도면4



도면5



도면6

